

Particulars

Current Status: Patented as Japanese Patent No. 2924621

The date of registration: May 7, 1999

Japanese Patent Application No: 332144/1993

Date of Application: December 27, 1993

Japanese Laid-Open Patent Application No: H7-189900

Date of Laid-Open: July 28, 1995

Convention Priority: non-existent

Inventors: Kayukawa Hiroaki;

Shigeki Kanzaki;

Suguru Hirota;

Takahiro Moroi

Applicant: Toyota Jidou Shyokki Seisakujyo

Kabushiki Kaisha

Title of the Invention:

"Piston in Rotary-Swash-Plate-type Compressor"

Laid-Open Number : 7-189900

Laid-Open Date : July 28, 1995

Application Number: 5-332144

Application Date : December 27, 1993

Int. Class Number : F04B 27/08, 39/00

Name of Applicant : Toyoda Automatic Loom Works, Ltd.

Title: Piston in a Swash Plate Type Compressor

(Abstract)

(Purpose) To reduce the weight of a single head type piston of an integral structure and prevent frictional wear at a sliding contact portion between a piston and a cylinder bore.

(Constitution) A single head piston 8 has an engraved portion 8a formed to a head 10. The engraved portion 8 has a recess formed toward the central axis C1 of the single head piston 8 on the side of a circumferential surface of the head 10 opposite to the rotational direction R of a swash plate 7 with respect to a central axis C1 of the single head piston 8. A seal surface 8b is formed in the single head piston 8 being extended to the engraved portion 8a. The seal surface 8b seals the periphery of a suction port 12a.

26/2

(Scope of the Claim for Patent)

(Claim 1) A swash plate type compressor for converting a rotational movement of a swash plate into a linear recti-procal movement of a single head piston by way of shoes each interposed between both surfaces of the swash plate supported tiltably to a rotational shaft and a neck of a single head piston contained in a cylinder bore, and controlling the tilting angle of the swash plate by a difference between a pressure in a crank chamber and a suction pressure by way of a single head piston, wherein

an engraved portion concaved (recessed) to a central axial line of a piston is disposed to the side of the circumferential surface of a head of at least one of single head pistons on the rotational direction and the opposite direction of the swash plate with respect to the central axis of the piston.

(Claim 2) A swash plate type compressor for converting a rotational movement of a swash plate into a linear recti-procal movement of a single head piston by way of shoes each interposed between both surfaces of the swash plate supported tiltably to a rotational shaft and a neck of a single head type piston contained in a cylinder bore, controlling the tilting angle of the swash plate by a difference between a pressure in a crank chamber and a suction pressure by way of a single head piston, and supplying a coolant gas by way of a rotary valve rotating integrally with the rotational shaft from a suction port in communication with a circumferential surface of a cylinder

bore to the inside of the cylinder bore, wherein

an engraved portion is formed being recessed to a central

3 7/21

axis of a piston to the side of the circumferential

surface of a head of a single head piston on at least one of the rotational direction of the swash plate and the opposite direction with respect to the central axis of the piston, and a seal surface for sealing the periphery of the suction port is extended to said engraved portion.

DETAILED DESCRIPTION OF THE INVENTION

(0001) The present invention concerns a piston in a swash type compressor for converting a rotational movement of a swash plate into a linear reciprocal movement of a single head piston by way of shoes each interposed between both surfaces of the swash plate supported tiltably to a rotational shaft and a neck of a single head piston contained in a cylinder bore, and controlling the tilting angle of the swash plate by a difference between a pressure in a crank chamber and a suction pressure by way of a single head piston.

(0002) (Prior art)

In the compressor of this type as disclosed in Japanese Patent Laid-Open Sho 60-175783 and Japanese Utility Model Laid-Open Hei 4-109481, a semispherical shoe is fitted into and supported by a spherical recess of a head of a single head piston at a spherical portion and is in contact with a swash plate surface at the end face portion.

With such a shoe support structure, the single head piston is reciprocable in the direction of the rotational axis along with

48/21

the rotation of the swash plate. Further, while a swash plate rotation stopper mechanism is required in a swash plate-type compressor, in which a swash plate is supported relatively rotatably on a rotational plate which is supported tiltably and integrally rotatably to a rotational shaft and the swash plate and the single head piston are connected by a piston rod, such a rotational plate and a rotation stopper mechanism are not required in a swash plate type compressor disclosed in Japanese Patent Laid-Open Sho 62-175783 and Japanese Utility Model Laid-Open Hei 4-109481 and the mechanism is simplified remarkably.

(0003) In the above-mentioned compressor, a hollow single head piston is used. By making the single head piston into a hollow shape, the entire weight of the compressor can be reduced. In addition, weight reduction of the single head piston reduces the inertia of the piston to improve the volume controllability during high speed rotation. That is, as the weight of the piston increases, the inertia of the piston during high speed rotation increases.

If the piston inertia is large, a large piston inertia exerts on the swash plate upon transition from a suction step to an exhaustion step thereby making the swash plate tilting angle unnecessarily large. For suppressing such an unnecessary increase of the swash plate tilting angle, the pressure in a crank chamber has to be increased.

That is, the pressure in the crank chamber must be higher as the swash plate tilting angle is larger. However, such a control characteristic is contrary to the intended pressure control in the crank chamber (reduction of the pressure in the crank chamber for increasing the swash plate tilting angle), thereby making volume control impossible. The impossibility for the volume control can

5
9
/24

be overcome by reducing the weight of the piston.

(0004)

(Subject to be Solved by the Invention)

The single head piston disclosed in Japanese Utility Model Laid-Open Hei 4-109481 requires a manufacturing step of welding two parts for constituting a single head piston,

which increases the manufacturing cost.

(0005) In the single head piston disclosed in Japanese Patent Laid-Open Sho 60-175783, the hollow portion in the head opens to a neck portion and fabrication for making a hollow structure can be applied through the opening. 02. However, it is impossible for deep cutting and the volume of the hollow portion in the head can not be made larger. Accordingly, weight reduction of the single head piston is not sufficient and it is still necessary to constitute a single head piston by welding two parts like that in Japanese Utility Model Hei 4-109481.

(0006) It is an object of the present invention to reduce the weight of a single head piston of an integral structure

and prevent frictional wear at a sliding contact portion between a piston and a cylinder bore.

(0007)

(Means for the Solution of the Subject)

For this purpose, the present invention is directed to a

6
10/21

swash plate type compressor for converting a rotational movement of a swash plate into a linear reciprocal movement of a single head piston by way of shoes each interposed between both surfaces of the swash plate supported

tiltably to a rotational shaft and a head of a single head piston contained in a cylinder bore, and controlling the tilting angle of the swash plate by a difference between a pressure in a crank chamber and a suction pressure by way of a single head piston. In the invention as described in claim 1, an engraved portion is formed being recessed to a central axis of a piston to the side of the circumferential surface of a head of a single head piston on at least one of the rotational direction of the swash plate and opposite direction with respect to the central axis of the piston.

(0008) The invention described in claim 2 is directed to a swash plate type compressor for supplying a coolant gas by way of a rotary valve rotating integrally with a rotational shaft from a suction port in communication with a circumferential surface of a cylinder bore to the inside of the cylinder bore, wherein an engraved portion is formed being recessed to a central axis of a piston to the side of the circumferential surface of a head of a single head piston on at least one of the rotational direction of the swash plate and opposite direction with respect to the central axis of the piston, and the seal surface for sealing the periphery of the suction port is extended to the engraved portion.

(0009)

(Function) The engraved portion is recessed from the circumferential surface of the head of the single head piston to the rotational direction of the swash plate or the opposite

7
11
21

direction, and the single head piston of an integral structure having the engraved portion can be formed easily. When the single head piston situates near the lower dead point, the inertia of the single head piston is greatest, and the swash plate exerts the reaction of the inertia to the single head piston. The reaction has a component in a direction apart from the rotational

central axis of the smash plate to the radial direction, and the component urges a specific portion on the circumferential surface at the head of the single head piston to the circumferential surface of the cylinder bore. The engraved portion situates at a portion deviated from the specific portion.

(0010) In the invention described in claim 2, when the single head piston situates near the upper dead point, the seal surface seals the periphery of the suction port.

(0011)

(Example) Explanation is to be made for a preferred embodiment of the present invention with reference to Fig. 1 to Fig. 2. As shown in Fig. 1, a front housing 2 and a rear housing 3 are joined and secured to front and rear portions of a cylinder block 1 as a portion of a housing for an entire compressor. A rotational shaft 4 is supported

rotatably in the cylinder block 1 and the front housing 2. The rotational shaft 4 rotates in a direction of an arrow R shown in Figs. 1 and 2. In the front housing 2, a rotation support 5 is secured to the rotational shaft 4 and a guide hole 5b is formed to a support arm 5a formed to the circumferential edge of the rotation support 5.

8
12/21

(0012) A swash plate 7 is supported to the rotational shaft 4 tiltably and slidably in the direction of the rotational shaft 4. A connection member 7a is secured to the swash plate 7, and a guide pin 6 is attached to the top end of the connection member 7a. The guide pin 6 engages the guide hole 5b, and the guide hole 5b guides the slanting movement of the swash plate 7 by way of the guide pin 6. With such a structure, the swash plate 7 is tiltable in the direction of the rotational shaft 4 and rotatable integrally with the rotational shaft 4.

(0013) A containing hole 12 is formed at a central portion

of the cylinder block 1, and a rotary valve 13 is contained

rotatably in the containing hole 12. The rotary valve 13 is connected with the rotational shaft 4 and the rotational

shaft 4 and the rotary valve 13 rotate integrally. As shown in Fig. 3, a supply channel 13a is formed in the rotary valve 13 and a support port 13b thereof opens to the circumferential surface of the rotary valve 13. A plurality of suction ports 12a are formed on the circumferential surface of the containing hole 12 and arranged in the circumferential direction. Each of the suction ports 12a is in communication with the cylinder bore 1a in 1:1 relationship. Along with the rotation of the rotational shaft 4, the supply port 13b is in communication with the suction ports 12a successively.

(0014) A single head piston 8 is contained in the cylinder bore 1a,

bore 1a perforated in the cylinder block 1 so as to connect

a crank chamber 2a, a suction chamber 3a and an exhaust chamber

9
13
12

3b in the rear housing 3 to each other. A pair of opposing semi-spherical support recesses 9a are formed at the inside of a neck 9 of the single head piston 8, and semi-spherical shoes 11 are fitted in and supported by the support recesses 9a. The circumferential edge of the swash plate 7 intrudes between both of the shoes 11, and end faces of both of the shoes 11 are in contact with the both surfaces of the swash plate 7. Accordingly, the rotational movement of the swash plate 7 is converted by way of the shoes 11 into the forward-to-backward reciprocal

movement of the single head piston 8, so that the single head piston 8 moves forward and backward in the cylinder bore 1a. Thus, a coolant gas sucked from the supply channel 12a in the rotary valve 13 by way of the suction port 12a into the cylinder bore 1a is exhausted under compression to an exhaustion chamber 3b.

(0015) The stroke of the single head piston 8 changes depending on the pressure difference between the pressure in the crank chamber 2a and the suction pressure in the cylinder bore 1a by way of the single head piston 8, to change the tilting angle of the swash plate 7 that determines the compression volume. The pressure in the crank chamber 2a is controlled by a volume control valve 12, not illustrated in the cylinder block 1.

(0016) As shown in Fig. 2 and Fig. 4, a rotation stopper 9b is formed integrally at the back of the neck 9 of the single head piston 8. The rotation stopper 9b has a circular circumferential surface of a diameter substantially

equal with the inner circumferential surface of the front housing 2, and the circular circumferential surface of the rotation stopper 9b is in contact with the inner wall surface of the front

10
19
/21

housing 2 to prevent rotation of the single head piston 8.

(0017)

As shown in Figs. 1, 4 and 5, an engraved portion 8a is formed in the head 10 of the single head piston 8. The engraved portion 8a is formed by being recessed to the central axis C1 of the single head piston 8 on the side of the circumferential surface of the head 10 of the single head piston 8 opposite to the rotational direction R of the swash plate 7 with respect to the central axis C1. Fig. 6 is an enlarged cross sectional view taken along line C-C in Fig. 1.

(0018) A seal surface 8b is formed being extended to the engraved portion 8a on the side of the circumferential surface of the head 10 and on the side of the top end 10a1 of the head 10 of the single head piston 8 opposite to the rotational central axis C0 of the swash plate 7, with respect to the central axis C1 of the single head piston 8.

(0019) The weight of the single head piston 8 is reduced by forming the engraved portion 8a. The engraved portion 8a is formed by cutting from the surface of the head 10 or formed by die punching and the single head piston 8 has an integral structure. Die punching is conducted in the direction of the lateral side of the head 10. Accordingly,

one piece block can be used as a blank of the single head piston 8, which facilitates the manufacture of the piston and reduces the manufacturing cost.

(0020) As shown in Fig. 1, an opening edge portion 1a1 on the inner circumferential surface of the cylinder bore 1a on the side

11
15
2

opposite to the rotational central axis C0 of the swash plate 7 with respect to the central axis C1 of the single head piston 8 protrudes greater into the crank chamber 2a than other portions of the opening edge of the cylinder bore 1a.

(0021)

A lower single head piston 8 in Fig. 1 situates at a lower dead point. The inertia of the single head piston 8 when the single head piston 8 situates near the lower dead point is represented by an arrow F0 in Fig. 1. The single head piston 8 undergoes the reaction of inertia F0 from the position p as shown by an arrow Fs by the inclination α_2 of the swash plate 7. The reaction Fs is decomposed into a reciprocal component f1 of the single head piston 8 and a component f2 in the direction apart radially from the rotational central axis C0 of the swash plate 7. The single head piston 8 tends to incline by the component f2, and the circumferential surface of the head 10 undergoes reaction Fa to the component f2 from the inner circumferential surface of the cylinder bore 1a (urging force), while the edge 10a1 at the top end 10a of the head 10 undergoes a reaction Fb to the component f2 from the inner circumferential surface of the cylinder bore 1a (urging force).

(0022) Assuming the slanting of the swash plate 7 as ϕ , the distance from the top end 12a of the head 10 to the opening edge portion 1a1 as L1, and the distance from the top end 10a of the head 10 to the position P as L2, there the following relationships shown by the equations (1), (2) and (3) are established between each of ϕ , L1, L2, F0, Sf, Fa and Fb;

$$F_s \cos \phi = F_0 \quad \text{--- (1)}$$

12

16/21

$$F_s \sin \phi D_4 p e h_4 p e p h D - F_a + F_b = 0 \text{ --- (2)}$$

$$L_1 F_a - L_2 F_s \sin \phi D_4 p e h_4 p e p h D = 0 \text{ --- (3)}$$

The following equations (4), (5) can be derived from the equations (1), (2) and (3):

$$F_a = L_2 F_s \sin \phi D_4 p e h_4 p e p h D / L_2 \text{ --- (4)}$$

o2_.

$$F_b = (L_2 - L_1) F_s \sin \phi D_4 p e h_4 p e p h D / L_1 \text{ --- (5)}$$

The equations (4), (5) represent that the reaction F_a , F_b are reduced as the distance L_1 is greater. As the reaction F_a , F_b are smaller, the frictional wear at the sliding contact portion between the single head piston 8 and the inner circumferential surface of the cylinder bore 1a can be reduced.

(0023) In this embodiment, the engraved portion 8a is out of a contact region with the opening edge portion 1a1 of the cylinder bore 1a. Accordingly, if the opening edge portion 1a1 is extended within an allowable range, the distance L_1 can be ensured to reduce the reaction F_a , F_b . When the single head piston 8 situates toward the upper dead point from an intermediate position between the lower dead point and the upper dead point, the compression reaction is greater than the reaction to the inertia, and the component f_2 directs to the rotational central axis C_0 . Accordingly, the circumferential surface of the head 10 on the side of the rotational central axis C_0 with respect to the central axis C_1 is urged to the inner circumferential surface of the cylinder bore 1a but the engraved portion 8a is out of the urging region of the circumferential surface of the head 10.

(0024) The upper single head piston 8 in Fig. 1 situates near the upper dead point, and the seal surface 8b encloses o2_.

the periphery of the suction port 12a. The enclosure enhances the sealing performance for the periphery of the suction port 12a, which can prevent the high pressure coolant gas remaining in the suction port 12a from leaking along the circumferential surface of the head 10 to the crank chamber 2a.

(0025) When the single head piston 8 situates near an intermediate position between the lower dead point and the upper dead point, the swash plate 7 rotates in a direction of an arrow R being inclined with respect to the single head piston 8 as shown in Fig. 7. When the single head piston 8 situates near the intermediate position, the compression reaction is greater than the reaction of the inertia and the component of the compression reaction exerts in the direction of an arrow Q. Therefore, while the opening edge of the cylinder bore 1a and the lateral side of the head 10 abut against with other, the engraved portion 8a is on the side opposite to the lateral side, so that no frictional contact is caused between the edge of the engraved portion 8a and the opening edge of the cylinder bore 1a.

(0026) As shown in Fig. 7, an inclined surface 9c is formed to the periphery of the support recess 9a of the neck 9. The inclined surface 9c is effective for preventing interference with the swash plate 7. Since the o2_ punching is conducted in the direction of the lateral side of the head 10, the inclined surface 9c can be formed only by die punching.

(0027) It will be apparent that the present invention is not restricted only to the foregoing embodiment but the present invention is applicable also to a single head piston 8A of a swash

14
18
21

plate type compressor, for example, as shown in Fig. 3, in which a coolant gas is sucked from a suction chamber 3a into a cylinder bore 1a, and the coolant gas is exhausted from the cylinder bore 1a to a suction chamber 3b. The single piston 8A is different from the single piston 8 of the previous embodiment only in that the seal surface 8b is eliminated, and an engraved portion 8a is disposed at the similar position as in the case of the single head piston 8. In a swash plate type compressor not using the rotary valve, the seal surface 8b is unnecessary and saving of the seal surface 8b reduces the weight by so much in the single head piston 8A.

(0028) Further, in the present invention, the single head piston can be constituted also in the shape as shown in Figs. 9 to 11. In the single head piston 8B in Fig. 9, an engraved portion 8c is disposed on the circumferential surface of a head 10 on the side of the rotating direction of a swash plate 7 with respect to the central axis of the single head piston 8B. While an edge portion 8c1 of the engraved portion 8c tends to be in frictional contact with the opening edge of the cylinder bore 1a by the component Q of the compression reaction, damages due to friction between the edge portion 8c1 and the opening edge of the cylinder bore 1a can be suppressed by increasing the wall thickness on the side of the edge 8c1.

(0029) In a single head piston 8C shown in Figs. 10 and 11, engraved portions 8a, 8c are disposed to the circumferential surface of the head 10 on the side of the rotational

direction of the swash plate 7 and on the opposite side with respect to the central axis of the single head piston 8C. The single head piston 8C is further reduced for the weight than the single head piston in each of the foregoing embodiments. Also in

this single head piston 8C, while the edge portion 8C1 of the engraved portion 8c tends to be in frictional contact with the opening edge of the cylinder bore 1a, damages caused by friction contact between the edge 8c1 and the opening edge of the cylinder bore 1a can be suppressed by increasing the wall thickness on the side of the edge 8c1.

(0030) Alternatively, as shown by a single head piston 8D in Fig. 12 or a single head piston 8E in Fig. 13, a load receiving surface 8d may be disposed for receiving the urging force caused by the component Q.

(0031)

o2_.

(Effect of the Invention) As has been described above specifically according to the present invention, since the engraved portion is formed by being recessed to the central

axis of the piston on the circumferential surface of the head of the single head piston on at least one of the rotational direction of the swash plate or opposite direction with respect to the central axis of the piston, it can provide an excellent effect capable of attaining the weight reduction of the single head piston of the integral structure and preventing frictional wear for a friction contact portion between the single head piston and the cylinder bore.

(0032) In the invention as described in claim 2, since a seal surface for sealing the periphery of the suction port for the rotary valve is extended on the side of the engraved portion, it can provide an excellent effect capable of being used for the swash plate type compressor using the rotary valve.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

(Fig. 1) is a side elevational cross sectional view for all entire compressor of a preferred embodiment according to the present invention.

(Fig. 2) is a cross sectional view taken along line A-A in Fig. 1.
o2.

(Fig. 3) is a cross sectional view taken along line B-B in Fig. 1.

(Fig. 4) is a perspective view for a single head piston.

(Fig. 5) is a perspective view for a single head piston.

(Fig. 6) is a cross section taken along line C-C in Fig. 1.

(Fig. 7) is a cross sectional view for a portion.

(Fig. 8) is a side elevational cross sectional view for the entire compressor in another embodiment.

(Fig. 9) is a perspective view illustrating another embodiment of a single head piston.

(Fig. 10) is a perspective view illustrating a further embodiment of a single head piston.

(Fig. 11) is a vertical cross sectional view of a single head piston in Fig. 10.

(Fig. 12) is a perspective view showing a further embodiment of a

17

21/21

single head piston.

(Fig. 13) is a perspective view showing a further embodiment of a single head piston.

(Description of Reference Numerals)

1a ... cylinder bore,

1a1 ... opening edge portion,

8, 8A, 8B, 8C, 8D, 8E ... single head piston,

8a, 8c ... engraved portion,

8b ... seal surface,

9 ... neck portion,

o2_

10 ... head portion,

10a1 ... top end,

C0 ... rotational central axis,

C1 ... central axis.

Paid-Open

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平7-189900

(43)公開日 平成7年(1995)7月28日

(51)Int.Cl. ⁶	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 4 B 27/08				
39/00	1 0 7 E	2125-3H	F 0 4 B 27/ 08	K

審査請求 未請求 請求項の数2 O L (全 7 頁)

(21)出願番号 特願平5-332144

(22)出願日 平成5年(1993)12月27日

(71)出願人 000003218
株式会社豊田自動織機製作所
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地

(72)発明者 粥川 浩明
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
社豊田自動織機製作所内

(72)発明者 神崎 繁樹
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
社豊田自動織機製作所内

(72)発明者 廣田 英
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
社豊田自動織機製作所内

(74)代理人 弁理士 恩田 博宣

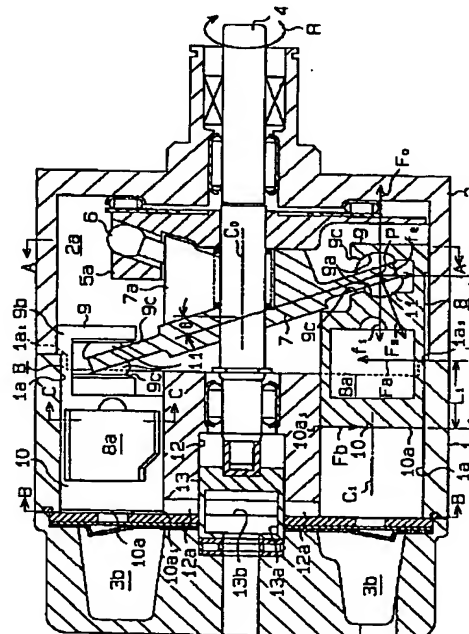
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 揺動斜板式圧縮機におけるピストン

(57)【要約】

【目的】 一体構成の片頭ピストンの軽量化及びピストンとシリンダボアとの間の摺接部位の摩耗の防止を図る。

【構成】 片頭ピストン8の頭部10には肉取り部8aが形成されている。肉取り部8aは、片頭ピストン8の中心軸線C₁に関して斜板7の回転方向R方向とは反対側の片頭ピストン8の頭部10の周面側にて中心軸線C₁側に向けて凹み形成されている。片頭ピストン8にはシール面8bが肉取り部8a側に張り出し形成されている。シール面8bは吸入ポート12a周辺のシールを行なう。



【特許請求の範囲】

【請求項1】回転軸に傾動可能に支持された斜板の両面とシリンダボア内に収容された片頭ピストンの首部との間に介在されたシューを介して斜板の回転運動を片頭ピストンの往復直線運動に変換すると共に、クランク室内の圧力と吸入圧との片頭ピストンを介した差により斜板の傾角を制御する揺動斜板式圧縮機において、

ピストンの中心軸線に関して斜板の回転方向側及び反対側の少なくとも一方の片頭ピストンの頭部の周面側には、ピストンの中心軸線側に向けて凹ませた肉取り部を設けた揺動斜板式圧縮機におけるピストン。

【請求項2】回転軸に傾動可能に支持された斜板の両面とシリンダボア内に収容された片頭ピストンの首部との間に介在されたシューを介して斜板の回転運動を片頭ピストンの往復直線運動に変換すると共に、クランク室内の圧力と吸入圧との片頭ピストンを介した差により斜板の傾角を制御し、回転軸と一体的に回転するロータリバルブを介してシリンダボアの周面に繋がる吸入ポートからシリンダボア内へ冷媒ガスを供給する揺動斜板式圧縮機において、

ピストンの中心軸線に関して斜板の回転方向側及び反対側の少なくとも一方の片頭ピストンの頭部の周面側には、ピストンの中心軸線側に向けて凹ませた肉取り部を設け、前記吸入ポートの周辺のシールを行なうためのシール面を前記肉取り部側に張り出した揺動斜板式圧縮機におけるピストン。

【発明の詳細な説明】

【0001】本発明は、回転軸に傾動可能に支持された斜板の両面と片頭ピストンの首部との間に介在されたシューを介して斜板の回転運動を片頭ピストンの往復直線運動に変換すると共に、クランク室内の圧力と吸入圧との片頭ピストンを介した差により斜板の傾角を制御する揺動斜板式圧縮機におけるピストンに関するものである。

【0002】

【従来の技術】特開昭60-175783号公報、実開平4-109481号公報に開示されるこの種の圧縮機では、半球状のシューの球面部が片頭ピストンの首部の球面凹部に嵌まり込み支持されていると共に、端面部が斜板面に接している。このようなシュー支持構造によって斜板の回転に伴って片頭ピストンが回転軸方向に往復4可能である。又、回転軸に傾動可能かつ回転軸と一体的に回転可能に支持された回転板上に斜板を相対回転可能に支持すると共に、斜板と片頭ピストンとをピストンロッドで連結した揺動斜板式圧縮機においては斜板回り止め機構が必要であるが、特開昭60-175783号公報、実開平4-109481号公報の揺動斜板式圧縮機では回転板及び回り止め機構が不要となり、機構の簡素化が著しい。

【0003】この圧縮機には中空形状の片頭ピストンが

用いられている。片頭ピストンを中空形状とすることによって圧縮機全体の軽量化を図ることができる。しかも片頭ピストンの軽量化はピストン慣性力の低減をもたらすし、高速回転時の容量制御性が向上する。即ち、ピストン重量が大きいと高速回転時のピストン慣性力が大きくなる。ピストン慣性力が大きいと吸入行程から吐出行程への切り換え時には大きなピストン慣性力が斜板に加わり、斜板傾角が不要に大きくなる。このような不要な斜板傾角増大を抑えるにはクランク室内の圧力を高くする必要がある。即ち、斜板傾角が大きくなるほどクランク室内の圧力を高めなければならない。しかし、このような制御特性は、クランク室内の本来の圧力制御（斜板傾角を大きくするにはクランク室内の圧力を降圧すること）に反し、容量制御が不能となる。ピストンを軽量化すればこのような容量制御不能は解消される。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】実開平4-109481号公報の片頭ピストンでは2つの部品を溶接して片頭ピストンを構成する製作工程が必要となるが、これは製作コストの上昇をもたらす。

【0005】特開昭60-175783号公報の片頭ピストンでは、頭部の中空部は首部側に開口しており、この開口側から中空化加工を施せる。しかし、奥深くまで削り込むことはできず、頭部の中空部の容積を大きくできない。従って、片頭ピストンの軽量化は十分ではなく、実開平4-109481号公報の場合と同様に2つの部品を溶接して片頭ピストンを構成する必要がある。

【0006】本発明は、一体構成の片頭ピストンの軽量化及びピストンとシリンダボアとの間の摺接部位の摩擦の防止を図ることを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】そのために本発明は、回転軸に傾動可能に支持された斜板の両面とシリンダボア内に収容された片頭ピストンの首部との間に介在されたシューを介して斜板の回転運動を片頭ピストンの往復直線運動に変換すると共に、クランク室内の圧力と吸入圧との片頭ピストンを介した差により斜板の傾角を制御する揺動斜板式圧縮機を対象とし、請求項1に記載の発明では、ピストンの中心軸線に関して斜板の回転方向側及び反対側の少なくとも一方の片頭ピストンの頭部の周面側には、ピストンの中心軸線側に向けて凹ませた肉取り部を設けた。

【0008】請求項2に記載の発明では、回転軸と一体的に回転するロータリバルブを介してシリンダボアの周面に繋がる吸入ポートからシリンダボア内へ冷媒ガスを供給する揺動斜板式圧縮機を対象とし、ピストンの中心軸線に関して斜板の回転方向側及び反対側の少なくとも一方の片頭ピストンの頭部の周面側には、ピストンの中心軸線側に向けて凹ませた肉取り部を設け、前記吸入ポートの周辺のシールを行なうためのシール面を前記肉取

り部側に張り出した。

【0009】

【作用】肉取り部は片頭ピストンの頭部の周面から斜板の回転方向又は逆方向へ凹んでおり、肉取り部を有する一体構成の片頭ピストンの形成は容易である。片頭ピストンが下死点付近にあるときには片頭ピストンの慣性力が最も大きく、斜板はこの慣性力の反力を片頭ピストンに与える。この反力は斜板の回転中心軸線から半径方向へ離間する方向への分力を有し、この分力が片頭ピストンの頭部周面の特定部位をシリンダボアの周面に押し付け、肉取り部は前記特定部位から外れた位置にある。

【0010】請求項2に記載の発明では、片頭ピストンが上死点位置付近にあるときには前記シール面が吸入ポートの周辺のシールを行なう。

【0011】

【実施例】以下、本発明を具体化した一実施例を図1～図7に基づいて説明する。図1に示すように圧縮機全体のハウジングの一部となるシリンダブロック1の前後にはフロントハウジング2及びリヤハウジング3が接合固定されている。シリンダブロック1及びフロントハウジング2には回転軸4が回転可能に支持されている。回転軸4は図1及び図2に示す矢印R方向に回転する。フロントハウジング2内にて回転軸4には回転支持体5が止着されており、回転支持体5の周縁部に形成された支持アーム5aにはガイド孔5bが形成されている。

【0012】回転軸4には斜板7が回転軸4方向へ傾動可能かつスライド可能に支持されている。斜板7には連結片7aが止着されていると共に、連結片7aの先端部にはガイドピン6が取り付けられている。ガイドピン6はガイド孔5bに係合しており、ガイド孔5bはガイドピン6を介して斜板7の傾動を案内する。これにより斜板7が回転軸4方向へ揺動可能かつ回転軸4と一体的に回転可能である。

【0013】シリンダブロック1の中心部には収容孔12が形成されており、収容孔12にはロータリバルブ13が回転可能に収容されている。ロータリバルブ13は回転軸4に連結されており、回転軸4とロータリバルブ13とは一体的に回転する。図3に示すようにロータリバルブ13内には供給通路13aが形成されており、その供給ポート13bがロータリバルブ13の周面に開口している。収容孔12の周面には複数の吸入ポート12aが周方向に配列形成されている。各吸入ポート12aはシリンダボア1aと1対1で連通している。回転軸4の回転に伴って供給ポート13bは吸入ポート12aと順次連通してゆく。

【0014】クランク室2a、リヤハウジング3内の吸入室3a及び吐出室3bを互いに接続するようにシリンダブロック1に貫設されたシリンダボア1a内には片頭ピストン8が収容されている。片頭ピストン8の首部9の内側には一対の半球状の支持凹部9aが対向形成され

ており、支持凹部9aには半球状のシュー11が嵌入支持されている。斜板7の周縁部は両シュー11間に入り込み、斜板7の両面には両シュー11の端面が接する。従って、斜板7の回転運動がシュー11を介して片頭ピストン8の前後往復揺動に変換され、片頭ピストン8がシリンダボア1a内を前後動する。これによりロータリバルブ13内の供給通路13aから吸入ポート12aを介してシリンダボア1a内へ吸入された冷媒ガスが圧縮されつつ吐出室3bへ吐出される。

【0015】片頭ピストン8のストロークはクランク室2a内の圧力とシリンダボア1a内の吸入圧との片頭ピストン8を介した差圧に応じて変わり、圧縮容量を左右する斜板7の傾角が変化する。クランク室2a内の圧力はシリンダブロック1内の図示しない容量制御弁により制御される。

【0016】図2及び図4に示すように片頭ピストン8の首部9の背面には回り止め部9bが一体形成されている。回り止め部9bはフロントハウジング2の内周面形状と略同径の円周面を有しており、回り止め部9bの円周面がフロントハウジング2の内壁面に接して片頭ピストン8の回転を防止する。

【0017】図1、図4及び図5に示すように片頭ピストン8の頭部10には肉取り部8aが形成されている。肉取り部8aは、片頭ピストン8の中心軸線C₁に関して斜板7の回転方向Rとは反対側の片頭ピストン8の頭部10の周面側にて中心軸線C₁側に向けて凹み形成されている。図6は図1のC-C線拡大断面図である。

【0018】片頭ピストン8の中心軸線C₁に関して斜板7の回転中心軸線C₂とは反対側の片頭ピストン8の頭部10の周面側かつ頭部10の先端10a側にはシール面8bが肉取り部8a側に張り出し形成されている。

【0019】片頭ピストン8は肉取り部8aの形成によって軽量化される。肉取り部8aは頭部10の周面から切削形成したり、あるいは型抜き形成され、片頭ピストン8は一体構成である。型抜き形成は頭部10の側面方向に行われる。従って、片頭ピストン8の素材として一体のブロックを用いることができ、ピストン製作が従来よりも容易となり、製作コストが低減する。

【0020】図1に示すように、片頭ピストン8の中心軸線C₁に関して斜板7の回転中心軸線C₂とは反対側のシリンダボア1aの内周面側の開口縁部1a₁はシリンダボア1aの開口縁の他部位よりもクランク室2a側に突出している。

【0021】図1の下側の片頭ピストン8は下死点位置にある。片頭ピストン8が下死点位置付近にあるときの片頭ピストン8の慣性力は図1の矢印F₁で表される。片頭ピストン8は斜板7の傾きによって位置Pから慣性力F₁の反力を矢印F_sで示すように受ける。反力F_sは、片頭ピストン8の往復動方向の分力f₁と、斜板7

の回転中心軸線C₀から半径方向へ離間する方向への分力f₂とに分解される。片頭ピストン8は分力f₂により傾こうとし、頭部10の周面がシリンダボア1aの内周面から分力f₂（押し付け力）に対する反力F_aを受けると共に、頭部10の先端10aの縁部10a₁がシリンダボア1aの内周面から分力f₂（押し付け力）に対する反力F_bを受ける。

【0022】斜板7の傾きをθ、頭部10の先端10aから開口縁部位1a₁までの距離をL₁、頭部10の先*

$$F_a = L_2 \cdot F_s \cdot \sin \theta / L_1 \quad \dots (4)$$

$$F_b = (L_2 - L_1) \cdot F_s \cdot \sin \theta / L_1 \quad \dots (5)$$

式(4)、(5)は距離L₁が大きくなるほど反力F_a、F_bが小さくなることを表す。反力F_a、F_bが小さいほど片頭ピストン8とシリンダボア1a内周面との間の摺接部位の摩擦を少なくできる。

【0023】本実施例では、肉取り部8aはシリンダボア1aの開口縁部位1a₁との接触領域から外れている。従って、開口縁部位1a₁を許容される範囲で延出すれば距離L₁を増ぐことができ、反力F_a、F_bの低減化を図ることができる。片頭ピストン8が下死点位置と上死点位置との中間位置から上死点位置側にあると圧縮反力が慣性力に対する反力を上回るが、このときの分力f₂は回転中心軸線C₀側を向く。従って、中心軸線C₁に関して回転中心軸線C₀側の頭部10の周面側がシリンダボア1aの内周面に押し付けられるが、肉取り部8aは頭部10の周面の押し付け領域から外れている。

【0024】図1の上側の片頭ピストン8は上死点位置付近にあり、シール面8bは吸入ポート12aの周囲を包囲する。この包囲により吸入ポート12a周囲のシール性が高められ、吸入ポート12a内に残留する高圧冷媒ガスが頭部10の周面に沿ってクランク室2a側に洩れることが防止される。

【0025】片頭ピストン8が下死点位置と上死点位置との中間位置付近にある場合、斜板7が片頭ピストン8に対して図7に示すような傾き状態で矢印R方向に回転する。片頭ピストン8が前記中間位置付近にある場合には圧縮反力が慣性力の反力を上回り、圧縮反力の分力が矢印Q方向に作用する。そのため、シリンダボア1aの開口縁と頭部10の側面とが当接するが、肉取り部8aはこの側面とは反対側にあり、肉取り部8aの縁部とシリンダボア1aの開口縁との擦れ合いは生じない。

【0026】図7に示すように首部9の支持凹部9aの周囲には傾斜面9cが形成されている。この傾斜面9cは斜板7との干渉を防止する上で有効である。型抜き形成は頭部10の側面方向に行われるため、傾斜面9cの形成は型抜き形成のみで可能である。

【0027】本発明は勿論前記実施例にのみ限定されるものではなく、例えば図8に示すように吸入室3aから冷媒ガスをシリンダボア1aに吸入すると共に、シリ

*端10aから位置Pまでの距離をL₂とすると、θ、L₁、L₂、F₀、F_s、F_a、F_bの間には式(1)、(2)、(3)で示す関係がある。

$$F_s \cdot \cos \theta = F_0 \quad \dots (1)$$

$$F_s \cdot \sin \theta - F_a + F_b = 0 \quad \dots (2)$$

$$L_1 \cdot F_a - L_2 \cdot F_s \cdot \sin \theta = 0 \quad \dots (3)$$

式(1)、(2)、(3)より次式(4)、(5)が得られる。

ダボア1aから冷媒ガスを吐出室3bへ吐出する揺動斜板式圧縮機の片頭ピストン8Aにも本発明を適用できる。片頭ピストン8Aは前記実施例の片頭ピストン8とはシール面8bを無くした点のみが異なり、肉取り部8aは片頭ピストン8の場合と同様の位置に設けられている。ロータリバルブを用いない揺動斜板式圧縮機ではシール面8bは不要であり、シール面8bを無くせばそれだけ片頭ピストン8Aが軽量になる。

20 【0028】又、本発明では図9～図11に示す片頭ピストンの形状構成も可能である。図9の片頭ピストン8Bでは肉取り部8cが片頭ピストン8Bの中心軸線に関して斜板7の回転方向側の頭部10の周面側に設けられている。肉取り部8cの縁部8c₁は圧縮反力の分力Q₁によってシリンダボア1aの開口縁と擦れ易くなるが、縁部8c₁側の壁厚を増やすことにより縁部8c₁とシリンダボア1aの開口縁との擦れによるダメージを抑制することができる。

30 【0029】図10及び図11の片頭ピストン8Cでは肉取り部8a、8cが片頭ピストン8Cの中心軸線に関して斜板7の回転方向側及び反対側の頭部10の周面側に設けられている。この片頭ピストン8Cは前記各実施例の片頭ピストンより一層軽量になる。この片頭ピストン8Cにおいても肉取り部8cの縁部8c₁はシリンダボア1aの開口縁と擦れ易くなるが、縁部8c₁側の壁厚を増やして縁部8c₁とシリンダボア1aの開口縁との擦れによるダメージの抑制が図られている。

【0030】あるいは図12に示す片頭ピストン8D、図13に示す片頭ピストン8Eのように前記分力Qによる押し付け力を受ける荷重受け面8dを設けてもよい。

【0031】

【発明の効果】以上詳述したように本発明は、ピストンの中心軸線に関して斜板の回転方向側及び反対側の少なくとも一方の片頭ピストンの頭部の周面側には、ピストンの中心軸線側に向けて凹ませた肉取り部を設けたので、一体構成の片頭ピストンの軽量化を達成し得ると共に、片頭ピストンとシリンダボアとの間の摺接部位の摩擦を防止し得るという優れた効果を奏する。

50 【0032】請求項2に記載の発明では、ロータリバルブ用の吸入ポートの周囲のシールを行なうためのシール

7

8

面を前記肉取り部側に張り出したので、ロータリバルブ使用の揺動斜板式圧縮機に使用し得るという優れた効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明を具体化した一実施例の圧縮機全体の側断面図である。

【図2】 図1のA-A線断面図である。

【図3】 図1のB-B線断面図である。

【図4】 片頭ピストンの斜視図である。

【図5】 片頭ピストンの斜視図である。

【図6】 図1のC-C線断面図である。

【図7】 要部断面図である。

【図8】 別例の圧縮機全体の側断面図である。

【図9】 片頭ピストンの別例を示す斜視図である。

【図10】 片頭ピストンの別例を示す斜視図である。

【図11】 図10の片頭ピストンの縦断面図である。

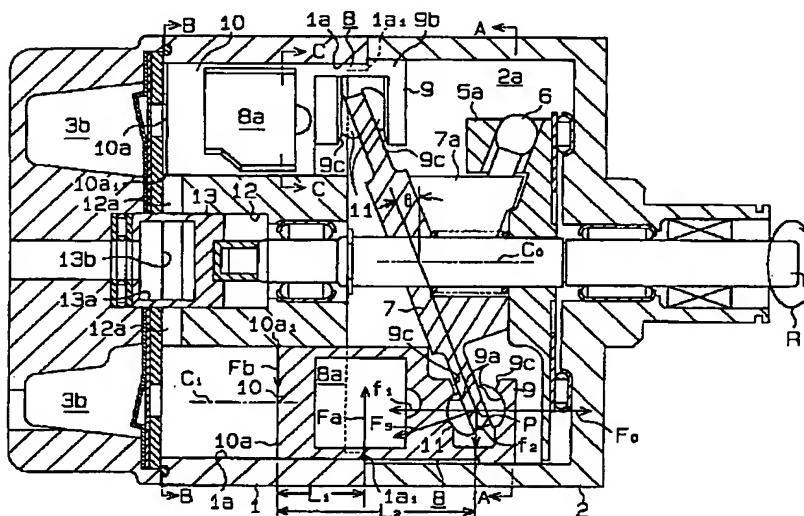
【図12】 片頭ピストンの別例を示す斜視図である。

【図13】 片頭ピストンの別例を示す斜視図である。

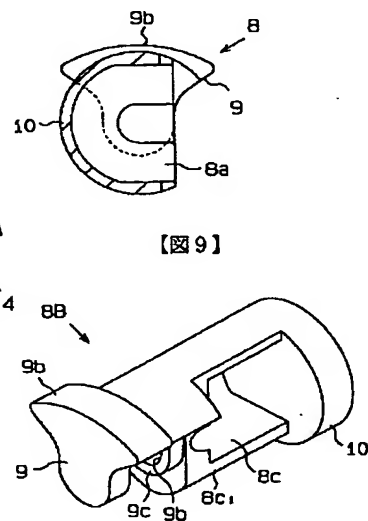
【符号の説明】

1 a…シリンダボア、1 a₁…開口縁部位、8、8 A、8 B、8 C、8 D、8 E…片頭ピストン、8 a、8 c…肉取り部、8 b…シール面、9…首部、10…頭部、10 a₁…先端、C₀…回転中心軸線、C₁…中心軸線。

【図1】

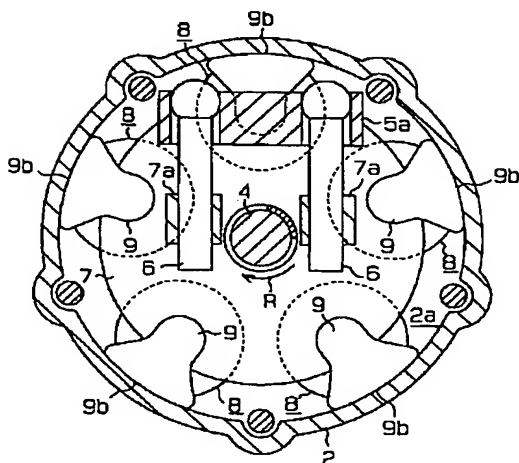


【図6】

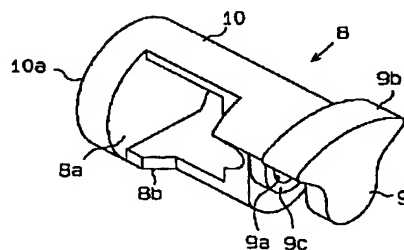


【図9】

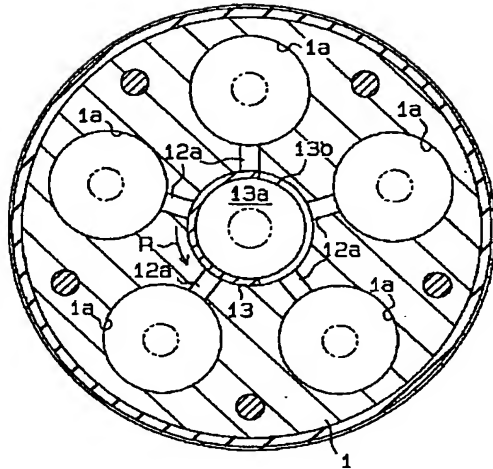
【図2】



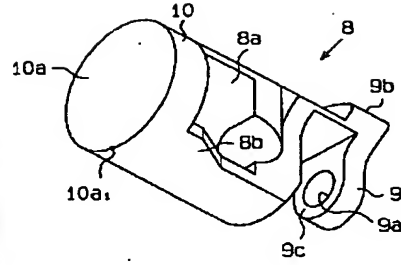
【図4】



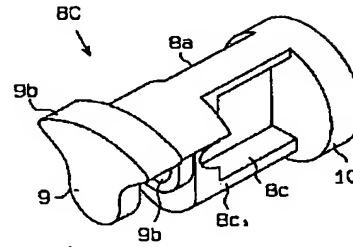
【図3】



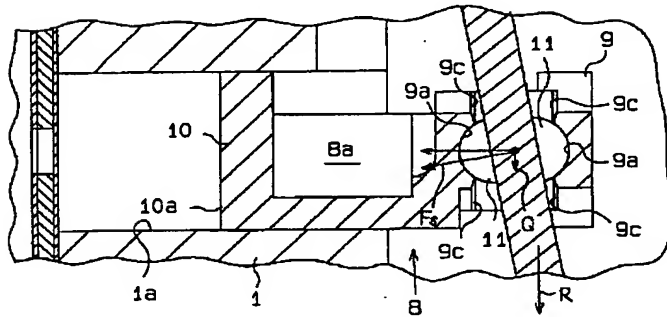
【図5】



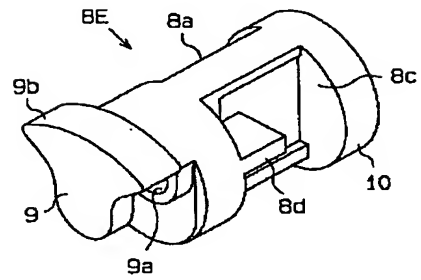
【図10】



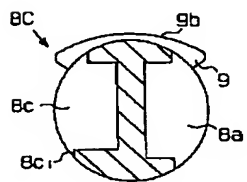
【図7】



【図13】



【図11】



【図12】

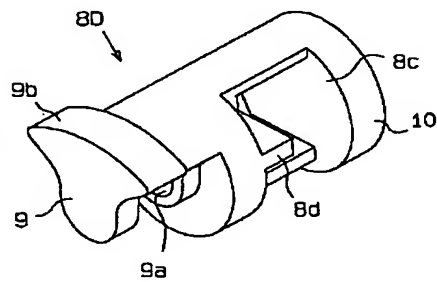


Fig. 1 is a detailed cross-sectional view of a mechanical assembly, likely a pump or motor. The diagram shows a central shaft (7) with a rotor (6) and a stator (5a, 5b, 5c). The rotor is connected to a drive shaft (7) which has a coupling (8a) and a bearing (9c). The stator is mounted on a housing (10) and has a coupling (8a) and a bearing (9c). The assembly is shown in a cross-section with various components labeled with numbers and letters.

(72)発明者 諸井 隆宏
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
社豊田自動織機製作所内